

リンクバイリンク法による オイルポンプチェーン挙動シミュレーション

Dynamic Simulation of Oil Pump Chain Using Link-by-link Method

高 岸 広*

Hiroshi TAKAGISHI

六 車 和 人*

Kazuto MUGURUMA

長久保 篤 史**

Atsushi NAGAKUBO

高 橋 信 晴*

Nobuharu TAKAHASHI

要 旨

エンジンのオイルポンプチェーン荷重を精度良く予測するシミュレーション技術を確認した。確立にあたってチェーンに発生する遠心力と慣性力を考慮できることと、弦振動が大きいブレードテンショナから油圧テンショナを用いたシステムまでチェーン荷重予測ができることを主眼とした。そのためチェーンは1リンクを一つの質点に置き換え、その間をスプリングで連結するリンクバイリンクモデルとした。この研究によりオイルポンプチェーンシステムの特徴が明らかになり、オイルポンプチェーンの挙動と荷重を高い精度で予測することが可能となった。

ABSTRACT

Simulation technology for predicting load on the oil pump chain of engines with high accuracy was established. In the development of this technology, attention was focused on the ability to take into consideration the centrifugal and inertial forces that occur in the chain, and the ability to predict the chain load from the blade tensioner, which undergoes large transversal vibration, to the system, which uses a hydraulic tensioner. To this end, a link-by-link model in which one link is replaced by one mass and adjacent masses are joined to each other by a spring was developed. As a result of this research, the features of the oil pump chain system were clarified, and the behavior of the oil pump chain, as well as the load on it, were able to be predicted with a high degree of accuracy.

1. まえがき

耐久性やコンパクト化のニーズからエンジン内部の回転軸を連結する手段として、チェーンシステムが採用される事例が近年増加している。そのひとつとして、オイルポンプおよびバランスとクランクシャフトを連結するオイルポンプチェーンがある。運転時このチェーンには大きな荷重変動が発生する。チェーン荷重の原因は、ガソリンの燃焼による爆発力とピストンの往復運動による慣性力が引き起こすクランクシャフトの回転変動が挙げられる。この変動は、安定した回転速度の伝達を妨げ、チェーンの磨耗や騒音を引き起こす。このような問題を防止するため、チェーンにテンショナで張力を与え、ガイドで走行経路を制限している。これらテンショナは、油圧を用いる方式とスプリングを用いる方式に大別される。

Fig. 1に油圧テンショナを使用したオイルポンプチェーンシステムを示す。油圧方式は、支点を中心に回転するアーム

先端を油圧式テンショナで押さえるシステムである。この方式は、確実にチェーンの弦振動を防いでくれる一方で、作動油の供給経路が必要であることや構造が複雑で高価である。

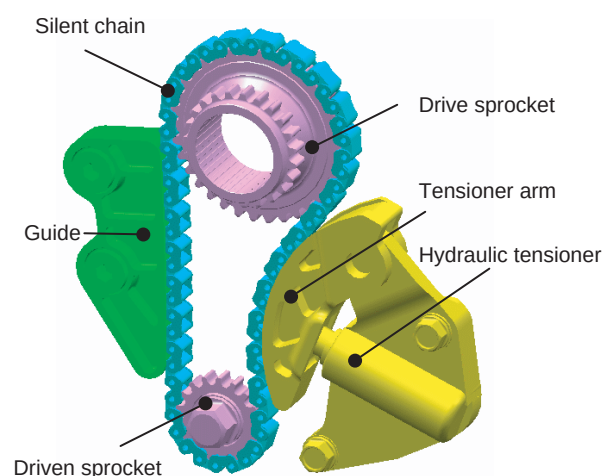


Fig. 1 Chain system with hydraulic tensioner

* 四輪開発センター

** (株)ピーエスジー

一方スプリング方式は、スプリングのみで予張力をあたえる方式で構造が簡単で低コストである。なかでもブレードテンショナは、ガイドとテンショナの機能を兼ね備えたスプリング方式のテンショナである。Fig. 2にブレードテンショナを使用したオイルポンプチェーンシステムを示す。ブレードテンショナは、樹脂製のガイドにはめられ予荷重を与えられた複数の金属製板ばねで構成される。Fig. 3に示すように支点に固定された板ばねが回転しながらたわみチェーンの弦振動を抑える。経済的観点からブレードテンショナを採用するケースが増えている。ところが、近年燃費向上のための燃焼圧力高圧化やピストン軽量化から低回転域でのクランクシャフト回転変動が増大している。その結果チェーン張力変動が大きくなり、ブレードテンショナがオイルポンプチェーンを保持できない事例が発生している。そこでブレードテンショナの適用限界を予測できるシミュレーションが必要となっている。

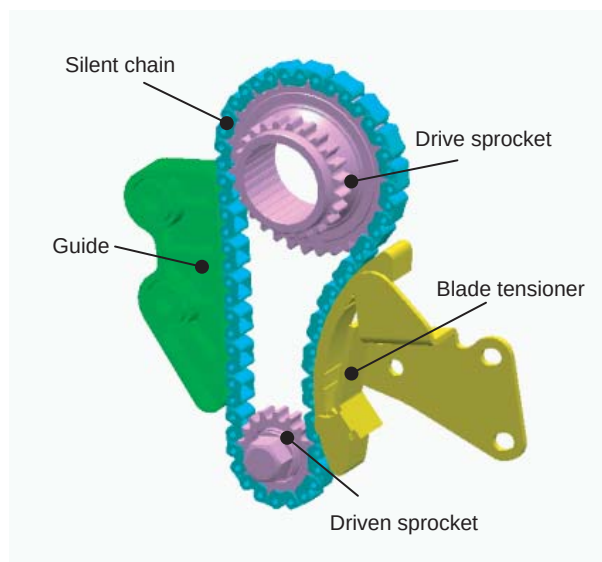


Fig. 2 Chain system with blade tensioner

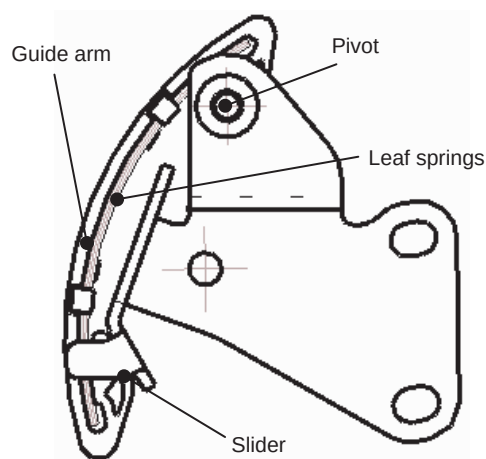


Fig. 3 Blade tensioner

Table 1 General specifications of verified engine

Engine type	Liquid-cooled 4-cylinder turbocharged engine
Displacement	2300 cm ³
Camshaft number	2
Number of valves	Intake: 2 Exhaust: 2
Valve system	VTEC
Maximum torque	353 Nm / 4500 rpm
Maximum power	179 kW / 6000 rpm
Balancer drive system	6.35-mm pitch silent chain with blade tensioner

2. 従来シミュレーションの課題と対応

これまでタイミングベルトやチェーンの挙動荷重シミュレーションは、縦振動モデルを用いた手法⁽¹⁾⁻⁽³⁾が一般的に使用されてきた。しかし従来の手法では、オイルポンプチェーン荷重予測するには以下の懸案がある。

- (1)ブレードテンショナを用いる場合に発生するチェーンの弦振動を再現できない。
- (2)チェーンの速度が速いオイルポンプチェーンでは遠心力がチェーン荷重に付加されるが、縦振動モデルはこれを再現できない。
- (3)チェーン荷重によりブレードテンショナは大きく変形するが、縦振動モデルはこの挙動を再現できない。

そこで本研究では、これら懸案を解決できるリンクバイリンクチェーンモデル、複数のはり要素からなるブレードテンショナモデルおよび油圧テンショナモデルを構築する。これによりチェーンの弦振動を再現するのみならず、遠心力、慣性力、スプロケットとのかみ合いの影響まで考慮できるシミュレーション手法を確立する。この手法を用いてチェーンの挙動と荷重を高い精度で予測し、オイルポンプチェーンシステムの特徴を明らかにする。

3. チェーンシステムのモデル化

3.1. チェーン

シミュレーションの検証には、排気量2300 cm³直列4気筒ターボ過給ガソリンエンジンを使用する。エンジンの概要をTable 1に示す。使用されているチェーンは、6.35 mmピッチのサイレントチェーンである。リンクバイリンク法^{(4), (5)}は、チェーンの弦振動を捕らえるため2次元モデルで構築する。モデル化にあたりチェーンの1リンクを一つの質点に置き換える。これら質点は、水平垂直の並進と回転ができる自由度を持ち、ピンの位置に連結点が二つある。隣接するリンクをつなぐため、この連結点に回転可能なばねおよび減衰要素が定義されている。また、各リンクには背面お

よび歯形形状が定義されており、ガイドと接触しスプロケットとかみ合うことができる。このチェーンモデルを Fig. 4 に示す。

3.2. ブレードテンショナ

ブレードテンショナモデルを Fig. 5 に示す。ブレードテンショナは、分割された複数の質点とこれらを結ぶ要素でモデル化されている。これら質点は、チェーン同様の3自由度を持つ。質点の分割数は5とした。これはチェーンとの接触の滑らかさ、再現できる共振モード数、支点やスライド部の設置等を考慮し決定した。曲げ変形が考慮できるはりタイプの板ばねと減衰要素で各質点間は連結される。このように連結された質点の上端部に連結点を設け回転できるよう保持し、下端部にはホルダとスライドする接触要素を定義している。これによりシミュレーションはブレードテンショナの変形を実機同様再現できる。さらに各質点にはチェーンをガイドするプロファイルが定義されており、チェーンに張力をあたえることができる。また、プリロードは、はりに曲げ荷重が加わっていない状態での曲率を変えることで設定している。実機同様にプリロードを高くした場合は曲率を小さく、逆に低くしたい場合は曲率を大きく

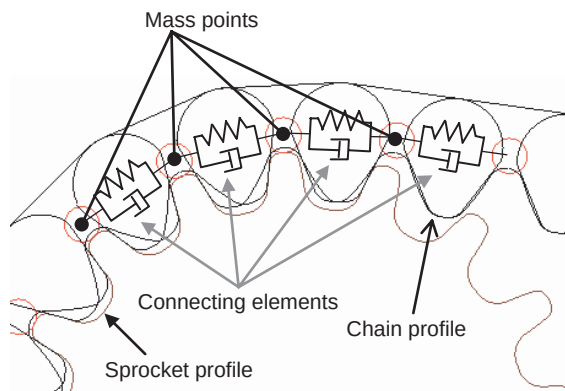


Fig. 4 Ling-by-link model

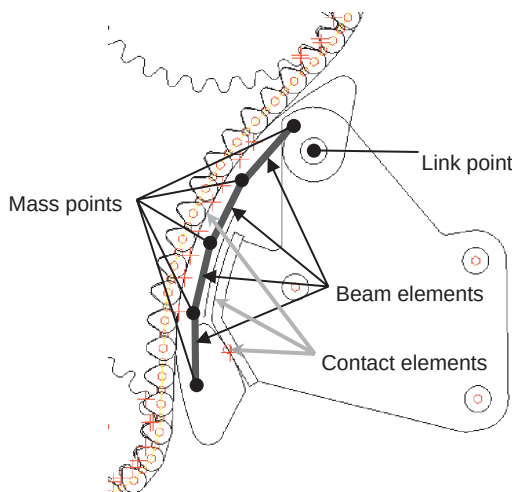


Fig. 5 Blade tensioner model

くする。このように設定したブレードテンショナの剛性とプリロードの妥当性は、準静的な負荷テスト結果と比較し検証する。テスト方法の概略を Fig. 6 に示す。治具に拘束されたテンショナ中央部をプランジャで押し、そのときの荷重と変位量を測定する。また、シミュレーションモデルも同様の条件で計算をおこなう。測定とシミュレーション結果の比較を Fig. 7 に示す。この結果が示すように、ブレードテンショナは高いヒステリシス特性をもっていることがわかる。これは各しゅう動部に摩擦要素を付加することで再現した。支点を中心に回転すると、同時に自らもたわむブレードテンショナが示すヒステリシスと荷重特性を十分な精度で再現できていることがわかる。

3.3. 油圧テンショナ

油圧テンショナを Fig. 8 に示す。可動するアーム先端に油圧テンショナが配置され、チェーンの動きを規制している。このテンショナをプランジャ、スプリング、高压室オイルとテンショナボデーの連成振動モデルに置き換える。プランジャとテンショナボデーの間にメインスプリングと高压室モデルを配置し、空気の混入によるオイルの非線形体積弾性率も考慮している。また、オイル吸入用のチェックバルブが高压室モデルに組み込まれている。オイルの排出はピストンとハウジングの隙間より洩れる分に加え、リリーフバルブによる排出もモデル化した。リリーフバルブはプランジャに内蔵されており、プランジャは式(1)に、リリーフバルブは式(2)に示す荷重バランスで作動する。

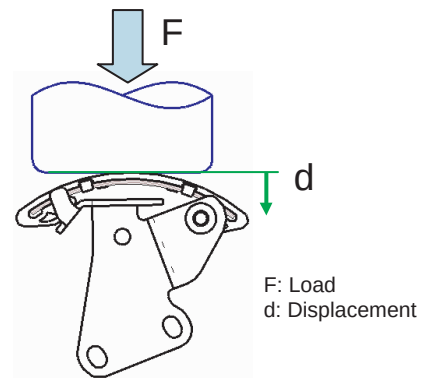


Fig. 6 Static load test of blade tensioner

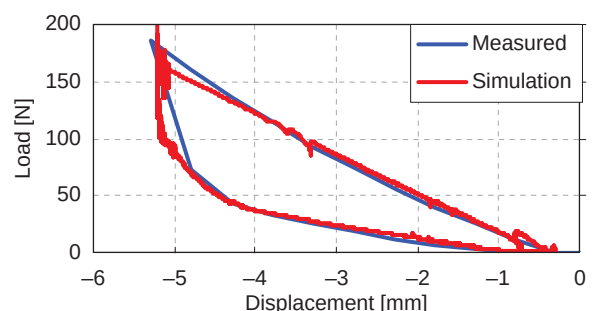


Fig. 7 Static stiffness of blade tensioner

$$F_p = M\ddot{X} + C\dot{X} + KX + PS + F_{pr} + c\dot{x} + kx + f_{pr} \quad (1)$$

$$Ps = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (2)$$

F_p : プランジャ荷重

X : プランジャ変位

M : プランジャ重量

C : プランジャ, ボデー間粘性減衰

K : メインスプリング剛性

P : 高压室圧力

S : プランジャ受圧面積

F_{pr} : メインスプリング予荷重

x : リリーフバルブ変位

c : リリーフバルブ, プランジャ間粘性減衰

k : リリーフバルブスプリング剛性

f_{pr} : リリーフバルブスプリング予荷重

s : リリーフバルブ受圧面積

m : リリーフバルブ重量

また, リリーフバルブ作動時の圧力損失は式(3)を用いて近似する.

$$\Delta p = \frac{\xi \rho}{2} \left(\frac{Q}{\pi d l} \right)^2 \quad (3)$$

Δp : 圧力損失

ξ : 損失係数

ρ : 密度

Q : 流量

d : バルブシート直径

l : バルブリフト

このように作成したモデルは, 油圧加振機で単体加振テストを実施し精度の検証をおこなっている⁽¹⁾.

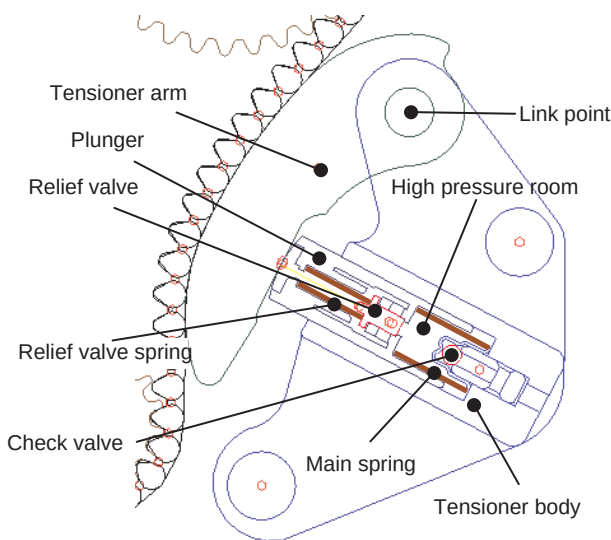


Fig. 8 Hydraulic tensioner model

4. チェーンシステムの共振周波数特性

シミュレーションモデルの精度検証にあたり, チェーンの動特性を支配するチェーンシステムの共振周波数を確認する. オイルポンプスプロケットにステップトルクを加えたときの回転変動を周波数分析することで共振周波数を同定する. Fig. 9 にその結果を示す.

油圧テンショナシステムの共振周波数が 186 Hzにある. チェーン剛性とバランサ, ポンプのイナーシャより計算される値⁽⁶⁾とこの共振周波数は一致しており, リンクバイリンク法はチェーンシステムの共振周波数特性を再現していることがわかる. これに対しブレードテンショナシステムの共振周波数は 133Hz と低い. 原因としてブレードテンショナの剛性が油圧テンショナの剛性より低いことが挙げられる. 油圧テンショナの場合, テンショナ剛性がチェーン剛性より高い. そのため緩み側チェーンが剛体メンバとなり, 張り側チェーンと一緒に固有振動を支配する. これに対して, ブレードテンショナではテンショナ剛性がチェーン剛性より低い. そのため緩み側チェーンは常にチェーン荷重が低く剛体メンバになれず, 張り側のチェーン剛性とバランサ, オイルポンプの慣性で決まる固有振動数がチェーンシステムの挙動を支配する⁽⁶⁾.

このようにブレードテンショナを使った場合, 見かけのチェーン剛性が 1/2 倍となり, 共振周波数は油圧テンショナの $\sqrt{1/2} = 0.7$ 倍となる.

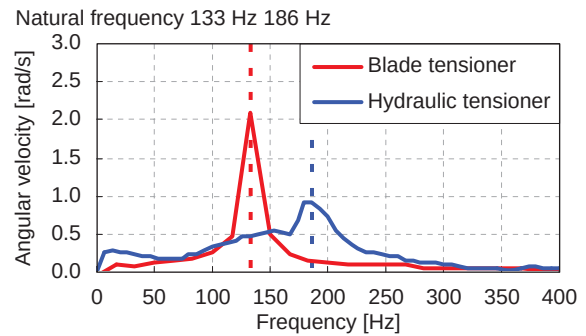


Fig. 9 Step response of chain system

5. チェーン荷重による動特性検証

5.1. 遠心力

運転状態でのチェーン荷重を再現するため, クランクシャフト, チェーン, バランサシャフトを連結したモデルを構築する. Fig. 10にランブマスシミュレーションモデルを示す. チェーンはクランクシャフトとバランサシャフトの間に巻かれ動力を伝達する. 2本のバランサシャフト間はギヤ反力とバックラッシを考慮しているギヤ要素で連結する. クランクシャフトモデルには, ピストンコンロッドが連

結され、実機同様に指圧で駆動される。またクランクシャフトモデルは、回転だけを考慮するトーショナルモデルとしている。これはチェーン荷重変動を支配しているのがクランクシャフトの回転変動であることから、精度上問題ないと判断し曲げ変形を無視し簡略化する。

オイルポンプチェーンはタイミングチェーンに比べクランクシャフト上のスプロケットピッチ円半径が大きくチェーンの周速度が速い。オイルポンプチェーンは高回転側で回転変動が少ない代わりにチェーンの遠心力が大きく、その荷重を予測するうえで遠心力の影響を確認する必要がある。そこでリンクバイリンクモデルが遠心力の影響を再現できるか検証する。回転変動を与えずに回転数のみを増加した時のチェーン荷重のシミュレーション結果をFig. 11に示す。チェーン荷重は回転数の増加に伴い放物線状に増加する。7000 rpmでのチェーン荷重は、1000 rpmのチェーン荷重に対し 200 N増加している。これを理論式の結果と比較する。遠心力によるチェーン荷重の増加は、以下の式(4)で表される⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾。

$$F_f = mv^2 \quad (4)$$

F_f : 遠心力によるチェーン荷重

m : 単位長さあたりのチェーン重量

v : チェーン速度

この理論式によると、1000 rpmにおけるチェーン荷重は4 N、7000 rpmでは 210 Nになる。シミュレーションモデルではブレードテンショナにプリロードとオイルポンプトルクが付加されている。そのため静的チェーン荷重は張り側で300 Nとなる。よって理論式による張り側チェーン荷重は1000 rpmで 304 N、7000 rpmで 510 Nとなり、シミュレーションの結果と一致している。このようにリンクバイリンクモデルを用いることで遠心力の影響を考慮した高回転域のチェーン荷重を正確に再現できることが明らかとなった。

5.2. ブレードテンショナを用いた時のチェーン荷重

さらにオイルポンプチェーンに発生するチェーン荷重予測精度を検証する。チェーン荷重の測定はクランクシャフトスプロケットに薄肉部をもうけ、そこに取り付けたひずみゲージでおこなった。ここで測定したトルクにスプロケット有効半径を掛けチェーン荷重に変換した。

Fig. 12にシミュレーションと実測のチェーン荷重比較を示す。測定は新品チェーンでおこなう。チェーン荷重は2000rpm付近で一度増加したあと低下する。4000 rpmを通過すると再び増加に転じている。シミュレーションも同様の傾向を示している。

次にブレードテンショナが荷重保持限界を越えた状態で検証をおこなう。ブレードテンショナが荷重保持限界を越

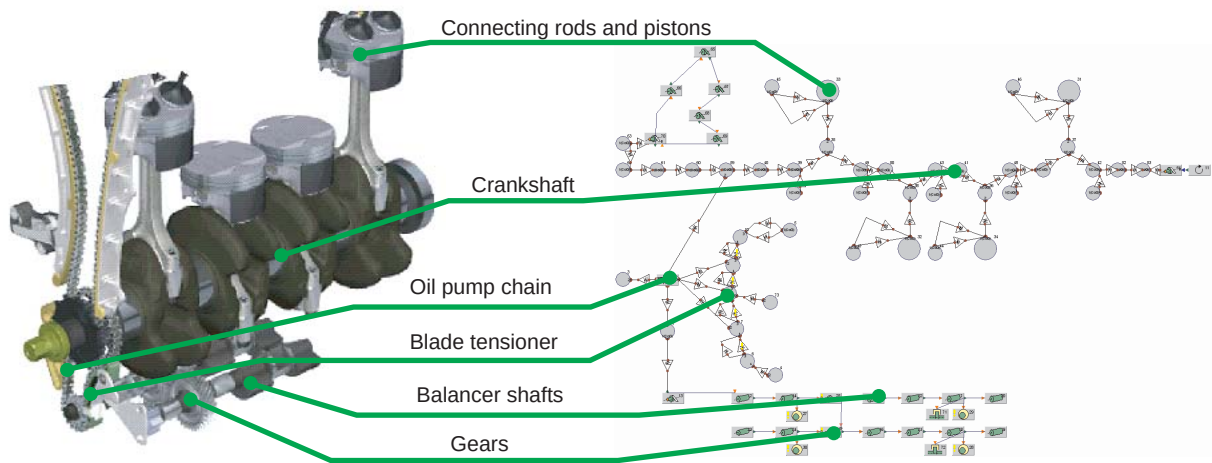


Fig. 10 Whole simulation model

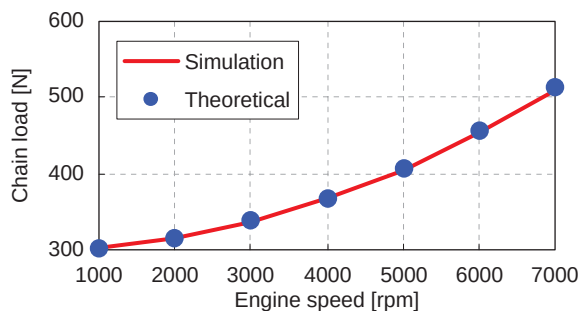


Fig. 11 Influence of rotational speed for chain load

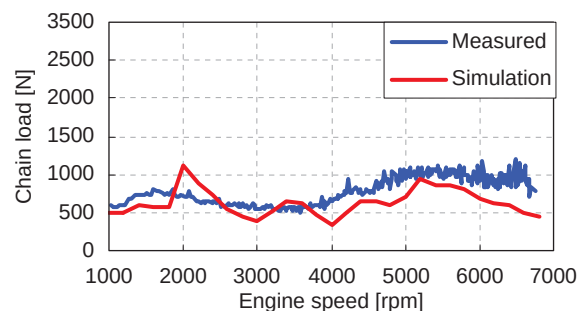


Fig. 12 Maximum chain load of normal chain with blade tensioner

えチェーンの弦振動を抑制できない場合、許容範囲を越えた高いチェーン荷重を生じる場合がある。原因として、クランクシャフト回転変動の増加やテンショナのプリロード不足等が挙げられる。弦振動による高いチェーン荷重の発生限界を予測することは、エンジンを開発するうえで極めて重要である。

高いチェーン荷重はチェーンが磨耗した時に発生しやすい。チェーンが磨耗して伸びた時、ブレードテンショナのジオメトリは変化しブレードテンショナがチェーンに与えるプリロードを下げる。プリロードの低下は、チェーンの弦振動を増加させる。そこで0.7%伸ばしたチェーンを使い、高いチェーン荷重が発生する仕様で比較検証をおこなう。0.7%伸びチェーンでのチェーン荷重を Fig. 13 に示す。

新品チェーンでチェーン荷重を 1000 N 近辺に抑えられているのに対し、0.7%伸びチェーンでは 2000 rpm をピー

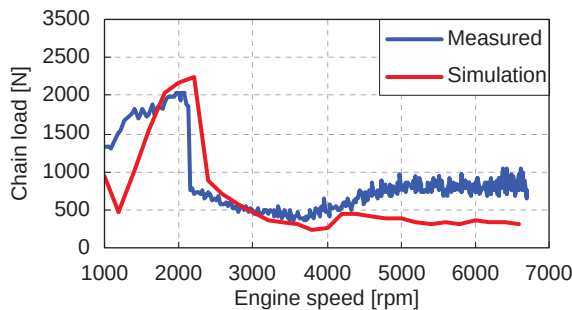
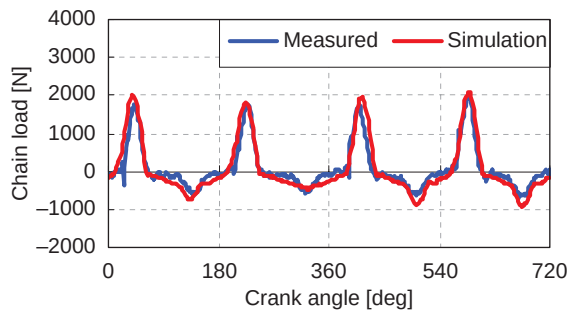
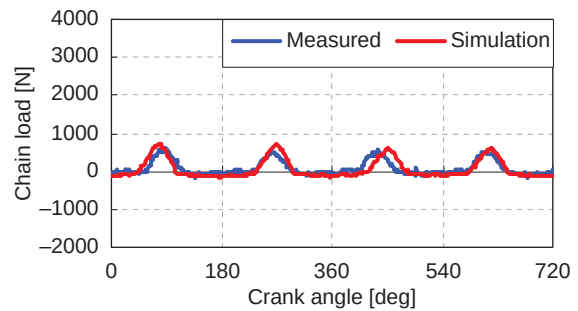


Fig. 13 Maximum chain load of elongated chain with blade tensioner

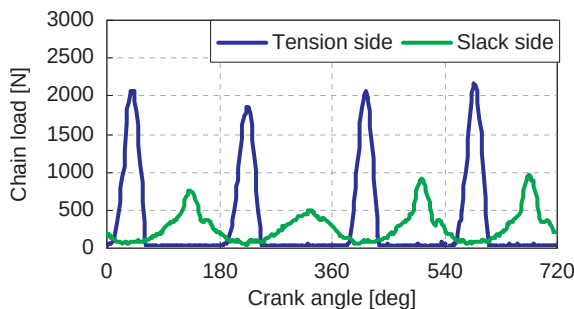


(a) Engine speed 2000 rpm

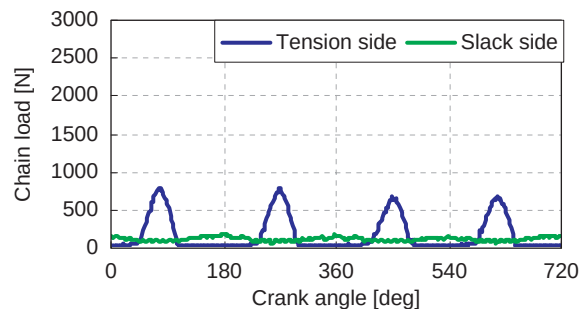


(b) Engine speed 2600 rpm

Fig. 14 Chain load of elongated chain with blade tensioner



(a) Engine speed 2000 rpm



(b) Engine speed 2600 rpm

Fig. 15 Simulated chain tension with elongated chain and blade tensioner

クに 2000N 近いチェーン荷重が発生している。このようにシミュレーションはチェーン伸びによる高いチェーン荷重の発生を再現することができている。また、限界を超えチェーン荷重が急激に増加する場合の発生回転数、発生荷重、2200 rpm 付近でチェーン荷重が急激に低下する現象も本シミュレーションは正確に予測することができている。

次に0.7%伸びチェーンで発生しているチェーン荷重の実測とシミュレーションの時系列波形の比較をおこなう。比較は高いチェーン荷重が発生する 2000 rpm とチェーン荷重が低下している 2600 rpm でおこなう。結果を Fig. 14 に示す。2000 rpm で負のチェーン荷重を生じている。負の値は緩み側のチェーン荷重を表し、緩み側でブレードテンショナがチェーン荷重を吸収緩衝できていないと考えられる。

さらに、なぜこのようなチェーン荷重が発生するのかシミュレーションより詳細なメカニズムを推定する。

Fig. 15 に張り側緩み側それぞれのチェーン荷重を示す。2600 rpm で張り側のチェーン荷重が変動し荷重抜けを起こしている。張り側はチェーン荷重を受けている状態と受けていない状態が交互に現れている。それに対して緩み側はやわらかいブレードテンショナがチェーンの変位を受け止め、張り側に比べ低く一定の荷重変動となっている。柔らかいばねでチェーン荷重変動を吸収するのは、ブレードテンショナの特徴である。油圧テンショナに比べ、チェーン荷重を低く抑えることができるのがブレードテンショナの利点と考えられる。しかし、クランクの回転変動が大きくブレードテンショナがストッパにあたると一転して大きなチェー

ン荷重が発生する。2000rpmのチェーン荷重に着目すると、緩み側チェーン荷重が急激に上昇しているのがわかる。この高い緩み側チェーン荷重の反動で張り側でも大きなチェーン荷重が発生する。このチェーン荷重はチェーンとガイドあるいはチェーンとテンシヨナとストッパの衝突により発生する。

一度衝突がおこると、わずかのエネルギーで衝突を連続してくりかえし、高いチェーン荷重が発生する。これらの状態を Fig. 16 に示す。さらに、見かけのチェーン剛性はストッパにあたると急増する対称漸硬ばね特性となる。これが高周波側で共振点の跳躍現象を引き起こしている。跳躍現象は伸びチェーンの 2200rpm 近辺で実際に発生している。Fig. 13 に示すようにシミュレーションはこの跳躍現象をも正確に再現している。

5.3. 油圧テンシヨナを用いた時のチェーン荷重

高いチェーン荷重を発生させないためには、ブレードテンシヨナのスプリング荷重の増加、回転変動の抑制、ブレードテンシヨナから油圧テンシヨナへの変更などが挙げられる。これら対策のなかで最も変更が容易なのは、スプリング荷重の増加である。しかしスペースの観点から制約があり、チェーンとガイドシューの摩擦損失も増えることから、期

待どりのスプリング荷重増加が望めない場合がある。回転変動の抑制は、ロングトーションスプリングダンパにより振動を絶縁する方法や回転変動を楕円スプロケットでキャンセル方法がある。また、ダンピング力の強い油圧テンシヨナへの置換は弦振動抑制に有効である。

そこで、ここではブレードテンシヨナを油圧テンシヨナに置き換えた場合の最大チェーン荷重をFig. 17に示す。油圧テンシヨナはブレードテンシヨナより剛性が高くチェーンの横振動を規制でき、2000 rpmでの過大なチェーン荷重を抑止できた。シミュレーションでも同様にチェーン荷重を低く抑えられることが確認できる。同時に 5000rpm における最大チェーン荷重も精度良く再現でき、最大チェーン荷重とその発生回転数を精度良く予測できている。また、Fig. 18 の 2000 rpmにおける時系列波形比較からもシミュレーションがチェーン荷重を精度よく再現できていることがわかる。

この時のチェーン挙動予測結果をFig. 19に示す。ブレードテンシヨナに見られたチェーンの緩みがなくなり、油圧テンシヨナがチェーン荷重を低く抑えられる様子が確認できる。

このように異なるテンシヨナを使う場合でもチェーンの挙動と荷重を再現できるシミュレーション手法が確立でき、

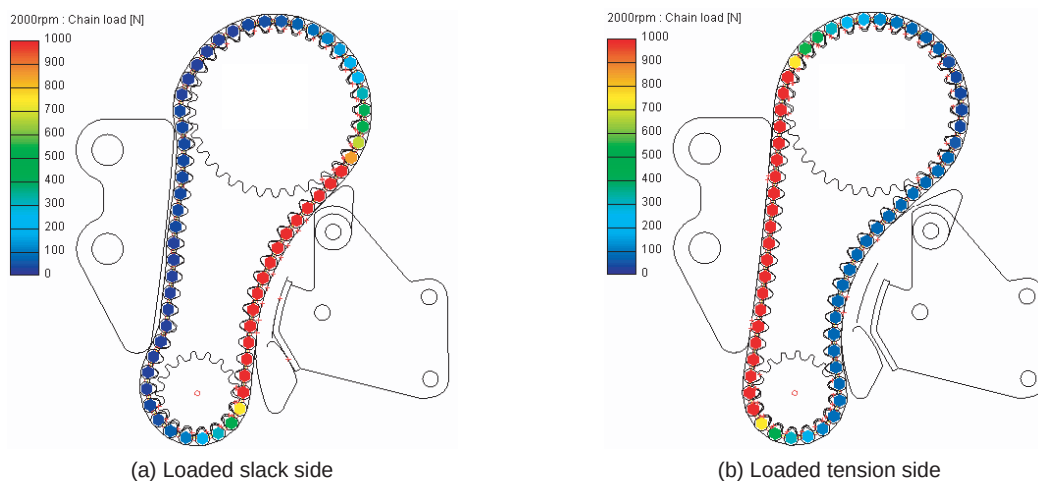


Fig. 16 Simulated chain behavior at 2000 rpm with elongated chain and blade tensioner

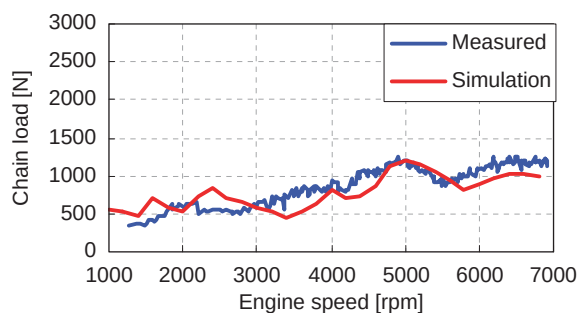


Fig. 17 Maximum chain load of elongated chain with hydraulic tensioner

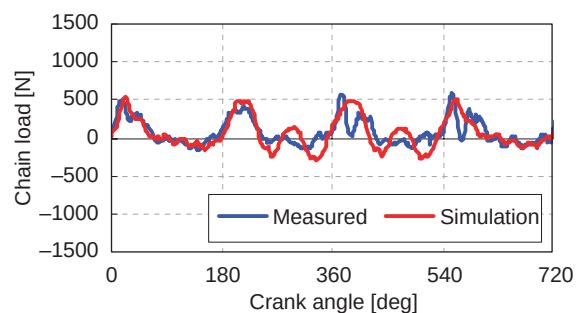


Fig. 18 Chain load of elongated chain with hydraulic tensioner at 2000 rpm

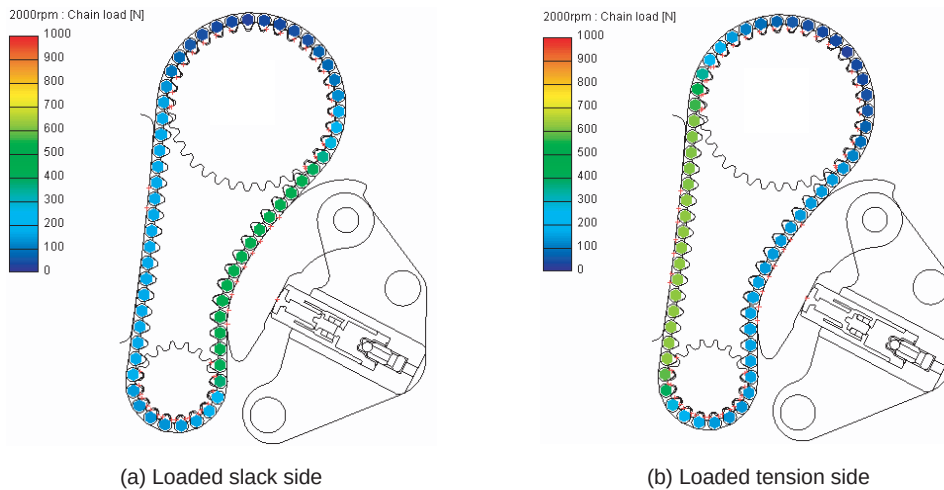


Fig. 19 Simulated chain behavior at 2000 rpm with elongated chain and hydraulic tensioner

レイアウト段階での予測ツールとして展開できることが明らかとなった。

6. まとめ

リンクバイリンクモデルを用いたオイルポンプチェーンのシミュレーション技術を確認し、以下の知見が得られた。

- (1) リンクバイリンクチェーンモデルによりチェーンのかみ合い、着座挙動、遠心力、慣性力が再現でき、弦振動の予測が可能となった。
- (2) ブレードテンショナシステムの共振周波数は、油圧テンショナシステムに比べ低く、クランクシャフト回転変動の増大により急激なチェーン荷重増加が発生する場合がある。これはブレードテンショナの張力保持能力が限界に達したことを示すもので、この限界予測が重要な設計指針となる。
- (3) ブレードテンショナが張力保持限界を越える場合は、油圧テンショナへの置き換えが必要である。これによりチェーンの弦振動は制限されチェーン荷重も低くおさえることができる。

このように複数のはり要素からなるブレードテンショナモデルおよび油圧テンショナモデルを構築し、レイアウト段階で最大チェーン荷重とその発生回転数を予測できる技術を確認した。

参考文献

- (1) 高岸広, 菅原一志: タイミングチェーン荷重予測手法の確立, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.223-230
- (2) Hellinger, W., Pribsch, H. H., Rainer, G. Ph.: Auslegung von Ventiltrieben fuer Hochleistungsmotoren – Rechnerische und Experimentelle Verfahren, 16.

Internationales Wiener Motorensymposium(1995)

- (3) Takagishi, H., Shimoyama, K., Asari M.: Prediction of Camshaft Torque and Timing Chain Load for Turbo Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper, 2004-01-0611(2004)
- (4) Sopouch, M., Hellinger, W., Pribsch, H.H.: Simulation of Engines Structure Borne Noise Excitation due to the Timing Chain Drive, SAE Paper, 2002-01-0451(2002)
- (5) AVL: Tycon User's guide H(2005)
- (6) Takagishi, H., Katsuki, M., Kawamura, Y., Nagakubo, A.: Prediction of Transmitted Load for Turbo Direct Injection Diesel Engine, FISITA Paper, F2004-F387(2004)
- (7) Niemann, G., Winter, H.: Maschinenelemente Band 3, Springer-Verlag, p.117-118(1986)
- (8) Ohgoshi, J.: Roller chain, Corona publishing Co., LTD, p.28-29(1976)
- (9) Funk, W.: Zugmittelgetriebe, Springer-Verlag p.81(1995)

■著 者■



高岸 広



長久保篤史



六車 和人



高橋 信晴